№ 8. Warszawa, 25 sierpnia 1931 r. Rok IX.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIĘKNA 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. ROMAN BIEDRZYCKI i *inż. WŁADYSŁAW PAC.*

POMIARY ODBIORCZE TURBOZESPOŁU, PRACUJĄCEGO Z POBIERANIEM PARY, O MOCY 2500 kW

Na początku roku 1930 zostały przeprowadzone pomiary odbiorcze dwuch identycznych turbozespołów, zbudowanych w fabryce Brown Boveri i ustawionych w Tomaszowskiej Fabryce Sztucznego Jedwabiu w Tomaszowie Mazowieckim.

Obie te jednostki pracują z pobieraniem pary.

Pragnąc w opisie tym uwypuklić specjalne właściwości odbioru turbin tego rodzaju, sprawozdaniu niniejszemu poświęcimy nieco więcej miejsca, zwracając głównie uwagę na pomiary przy pracy z pobieraniem pary. Część czysto kondensacyjną potraktujemy bardziej pobieżnie, ponieważ tego rodzaju pomiary były szczegółowo opisane na innem miejscu (patrz art. inż. *Paca* „Badania odbiorcze turbiny kondensacyjnej o mocy 20000 *kW*, *Technika Cieplna* Nr. 5, 1930 r.).

Opis turbozespołu.

Oba omawiane turbozespoły, o identycznych wymiarach i konstrukcji, zostały wykonane w fabryce Brown Boveri w Baden (Szwajcarja). Każda z turbin parowych, o mocy nominalnej 2500 *kW*, i 3000 *obr/min* zbudowana jest dla pary dolotowej o ciśnieniu 24 *ata* i temperaturze 375°C. Turbina składa się z 2 kadłubów, z pomiędzy których pobierana jest para w ilości od 0 do 12000 *kg/h*, przyczem prężność jej regulowana jest zapomocą zaworu automatycznego w granicach od 3,5 do 4,5 *ata*. Pozostała para, przechodząc przez kadłub niskoprężny, płynie następnie do skraplacza.

Skraplacz powierzchniowy o powierzchni 340 m^2, posiada 1368 mosiężnych rurek o średnicy 22,4/24 *mm*. Pompa, podająca do skraplacza wodę chłodzącą, posiada wydajność 660 m^3/h.

Rys. 1 przedstawia przekrój samej turbiny. Jej część wysokoprężna składa się z jednego koła akcyjnego i 48 wirników reakcyjnych. Część niskoprężną turbiny tworzy 1 koło akcyjne i 34 wirniki reakcyjne.

Każda turbina posiada rozrząd pary, regulowany zapomocą trzech automatów, umieszczonych w specjalnej skrzynce z boku turbiny. Dwa pierwsze automaty doprowadzają parę do dysz przed kołem akcyjnem, trzeci zaś automat zasila 15-ty stopień reakcyjny kadłuba wysokoprężnego. Działanie tych automatów dostosowane było ściśle do przepuszczania ilości pary, odpowiadających punktom gwarancyj.

Na rys. 2 pokazana jest regulacja pobierania pary z turbiny zapomocą dwuch automatów.

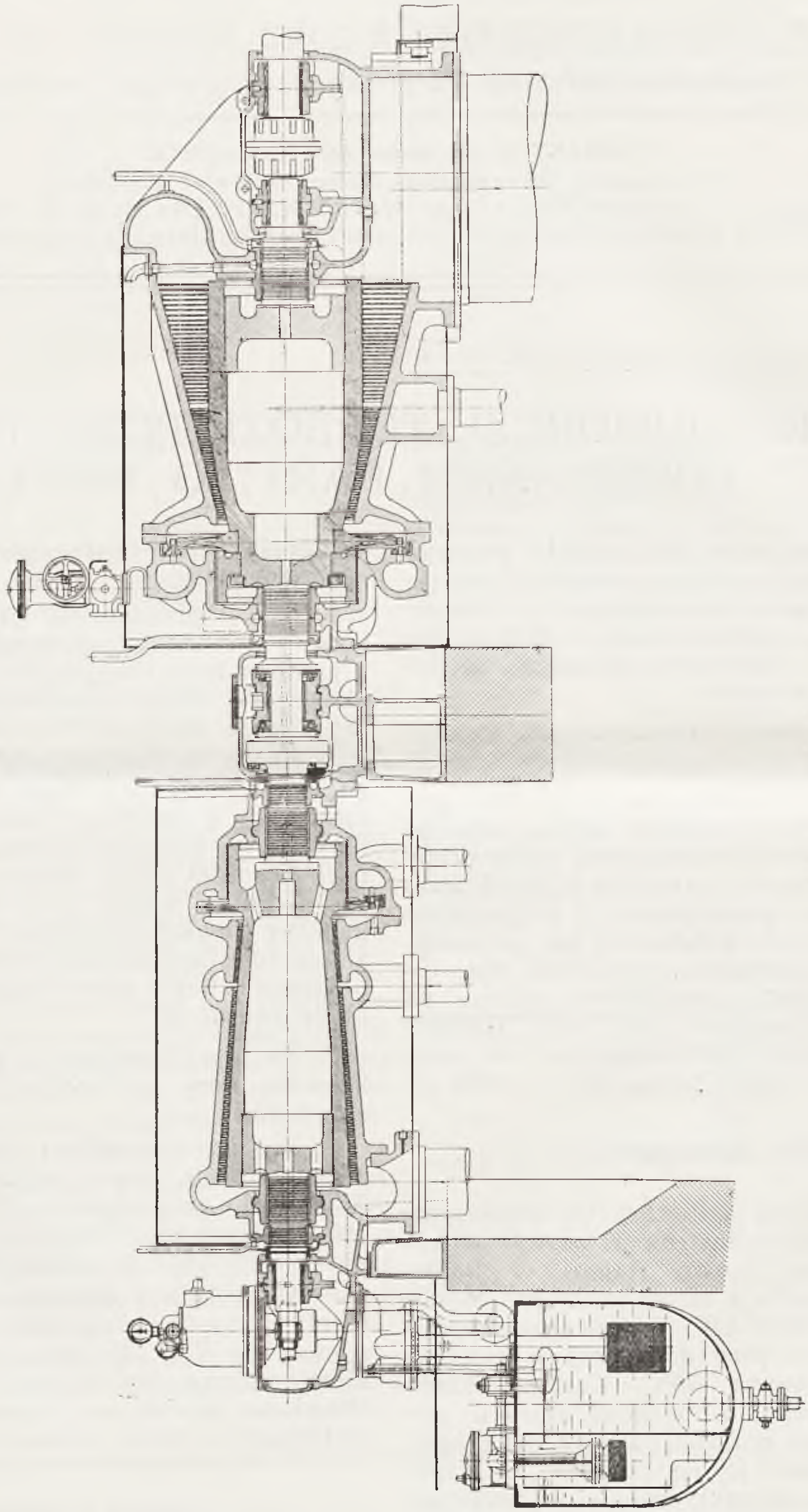
Turbina sprzężona jest bezpośrednio z generatorem prądu trójfazowego, o mocy 3750 *kVA*, przy napięciu 3150 V i sile prądu 690 *A*. Generator chłodzony jest powietrzem, studzonem wodą w zamkniętym obiegu.

Wszystkie pompy kondensacyjne każdej turbiny napędzane są silnikiem elektrycznym o mocy 82 *KM*. Na wspólnym wale z silnikiem znajduje się turbinka zapasowa, uruchamiana ręcznie na wypadek konieczności wyłączenia z pracy silnika elektrycznego.

Umowa i gwarancje.

W początkowej umowie, zawartej w dn. 3.X.1925 r. między nabywcą i wykonywującą zamówienie fabryką Brown Boveri, zostały omówione warunki, jakim mają odpowiadać w swej pracy zamawiane turbozespoły.

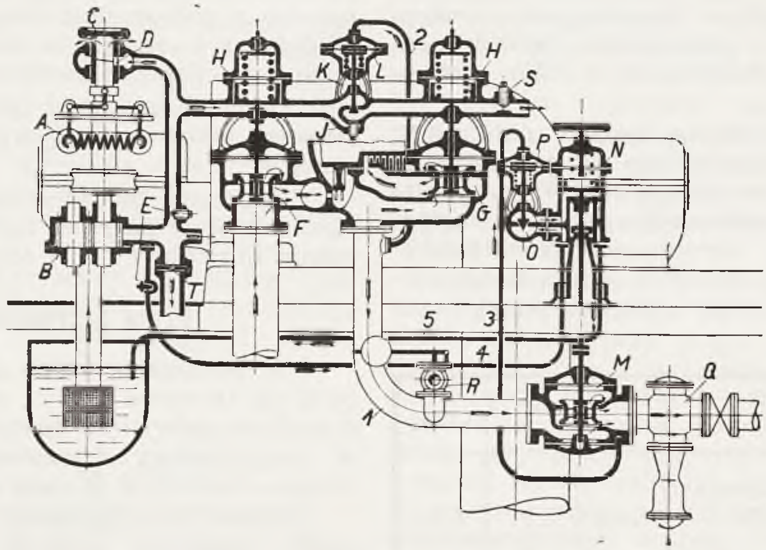
Odbiorca zastrzegł sobie przedewszystkiem, że za miarodajną dla pomiarów zużycia pary przyjęta będzie moc efektywna turbo-go interesującej, rzeczywistej mocy, jaką fabryka może dla swych celów rozporządzać. Jednocześnie nabywca zabezpiecza się też



Rys. 1. Przekrój turbiny

zespołu, za którą będzie uważana moc na zaciskach generatora, zmniejszona o pracę pomp kondensacyjnych i pracę, zużywaną na chłodzenie okrężne powietrza. W ten sposób nabywca odnosi wyniki pomiarów do bardziej przed ewentualnością zmniejszenia tej rozporządzalnej mocy na skutek zwiększonego jej zapotrzebowania przez pompy kondensacyjne. Ma to miejsce np. w tym wypadku, gdy ustawiony przez dostawcę skraplacz jest w swych

wymiarach za skąpy, przez co trzeba zużywać większe ilości wody chłodzącej; na jej przepędzanie pompy muszą pobierać więcej pracy, zmniejszając w ten sposób rozporządzalną moc turbiny.



Rys. 2. Regulacja pobierania pary

A. — Regulator główny,
B. — Pompa oliwna trybowa,
C. — Regulacja dopływu oleju,
D. — Szczelina regulacyjna,
E. — Zawór regulacyjny oliwny.
F. — Zawór wpustowy dławiący przed wysokoprężnym kadłubem,
G. — Zawór wpustowy dławiący przed niskoprężnym kadłubem,
H. — Tłoki oliwne,
J. — Przełącznik przepływowy,
K. — Regulator ciśnienia pary między osłonami,
L. — Membrana,
M. — Zawór dławiący pary pobieranej,
N. — Nastawne urządzenie zaworu dławiącego pary pobieranej,
O. — Regulator ciśnienia pary pobieranej,
P. — Membrana,
Q. — Zwrotny zawór pary pobieranej,
R. — Zawór bezpieczeństwa między osłonami,
S. — Regulator odpływu oliwy,
T. — Kryza.
1. — Rurociąg pary pobieranej.
2. — Rurociąg do regulatora „*K*".
3. — „ „ „ „*O*".
4. — „ oliwy do regulatora „*N*".
5. — „ „ zwrotnej.

Przy stanie gwarancyjnym pary wlotowej (temperatura 375°C i prężność 24 *ata*) oraz przy temperaturze wody chłodzącej 24°C— dla pracy z czystą kondensacją (bez żadnego pobierania pary) dostawca gwarantował następujące zużycie pary w *kg/h*, odniesione do 1 *kW* oznaczonej jak powyżej, efektywnej mocy turbozespołu:

Obciążenie	w częściach całkowitej mocy	$^4/_4$	$^3/_4$	$^2/_4$
efektywne	w *kW*	2500	1875	1250
Gwarantowane zużycie pary w *kg/kWh*		4,87	5,06	5,77

Przy pobieraniu pary o ciśnieniu 4 *ata* w przewodzie grzejnym miało być w myśl umowy następujące zużycie pary w *kg* na godzinę:

Obciążenie	$^4/_4$	$^3/_4$	$^2/_4$
Przy pobieraniu 6000 *kg/h*	16300	13910	11520
Przy pobieraniu 9000 *kg/h*	18110	15850	13590
Przy pobieraniu 12000 *kg/h*	19850	17590	15330

W przeliczeniu na 1 *kWh* mocy efektywnej daje to następujące cyfry zużycia pary w *kg/kWh:*

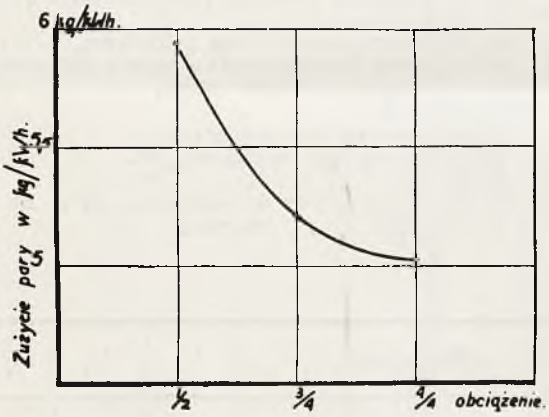
Obciążenie	$^4/_4$	$^3/_4$	$^2/_4$
Przy pobieraniu 6000 *kg/h*	6,52	7,42	9,22
Przy pobieraniu 9000 *kg/h*	7,24	8,45	10,87
Przy pobieraniu 12000 *kg/h*	7,94	9,38	12,26

Te przeliczenia zużycia na 1 *kWh* zostało przeprowadzone w przeświadczeniu, że średnie wielkości, uzyskane z poszczególnych pomiarów, tak co do mocy, jak i ilości pobieranej pary, nie wypadną idealnie zgodne z cyframi podanemi w gwarancjach, a wówczas porównanie z gwarancjami będzie możliwe jedynie w stosunku do 1 *kWh* wytworzonego.

W myśl dodatkowej umowy z dn. 16.X. 1929 r. odbiorca zgodził się na podniesienie o 3% cyfr gwarantowanego zużycia pary dla pracy czysto kondensacyjnej. Po uwzględnieniu tej zmiany, otrzymano, jako ostatecznie miarodajne dla pracy z czystą kondensacją, następujące cyfry gwarantowanego zużycia pary:

Obciążenie	4/4	3/4	2/4
Gwarantowane zużycie pary w *kg/kWh* . .	5,02	5,21	5,94

Rys. 3 przedstawia tę gwarancję w postaci krzywej.



Rys. 3. Krzywa gwarantowanego zużycia pary przy pracy czysto kondensacyjnej

Dla ilości pary, określanych drogą mierzenia kondensatu, umowa nie dopuszcza żadnych tolerancji. W stosunku zaś do ilości pary pobieranej obowiązywała przyjęta w normach niemieckich 5% tolerancja w wypadku, gdy pomiar pary miał być dokonywany zapomocą paromierza.

Dalej umowa przewidywała, że po nastawieniu pobierania pary na określone ciśnienie, podczas pracy przy zmianach pobierania w granicach od 0 do 12000 *kg/h*, zawór automatyczny powinien utrzymywać w przewodzie grzejnym ciśnienie o tyle stałe, że wahania jego nie mogą przekraczać 0,15 *at*.

W myśl dodatkowej umowy ostateczne obliczenie ogólnego przekroczenia w zużyciu pary miało być prowadzone w następujący sposób: dla wszystkich pomiarów zużycia pary, przeprowadzonych przy pracy czysto kondensacyjnej, należało określić średnią arytmetyczną z poszczególnych odchyleń od gwarancji; analogicznie, dla wszystkich pomiarów z pobieraniem pary należało znaleźć średnią arytmetyczną z odchyleń, stwierdzonych na podstawie poszczególnych prób.

Dopiero średnia z tych dwuch średnich stanowi miarę ogólnego przekroczenia gwarancji.

Regulator bezpieczeństwa powinien wyłączać dopływ pary do turbiny przy przekroczeniu normalnej ilości obrotów o 10%.

Prace przygotowawcze.

W badaniach, które się odbyły w czasie od 6 do 18 marca 1930 r., wzięli udział przedstawiciele nabywcy i dostawcy oraz bezstronni rzeczoznawcy z ramienia Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.

Przed przystąpieniem do prób odbiorczych określono sposoby prowadzenia poszczególnych pomiarów i wyznaczono punkty pomiarowe. W punktach tych wbudowano odpowiednie przyrządy lub specjalne urządzenia, zapomocą których dokonywano następnie odczytów.

Dla pomiarów elektrycznych użyto dwuch precyzyjnych watomierzy z voltomierzami i amperomierzami. Takiemiż precyzyjnemi instrumentami mierzona była moc, zużywana na napęd pomp kondensacyjnych oraz na chłodzenie powietrza.

Wymienione przyrządy elektryczne sprawdzane były przed próbami drogą wzorcowania; powtórne wzorcowanie po pomiarach uznane było przez obie strony za zbyteczne.

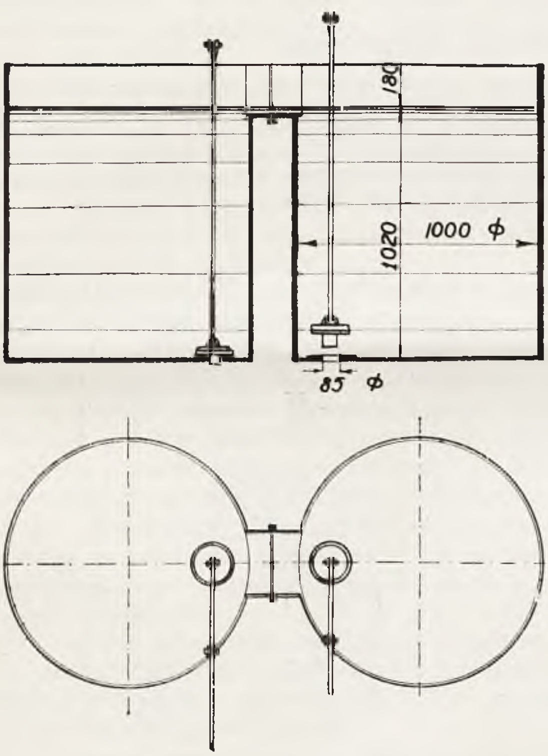
Przy badaniach turbin o bardziej złożonym charakterze pracy, jak to miało miejsce w opisywanym wypadku, gdzie część pary jest pobierana, reszta zaś jest skraplana w kondensatorze — należy zwrócić szczególną uwagę na utrzymanie równomiernego obciążenia w ciągu trwania pomiaru. Dlatego na czas pomiarów badana turbina była oddzielona od sieci i pracowała na opornik wodny, podczas gdy druga turbina utrzymywała normalny bieg fabryki. Aby zaś jeszcze zmniejszyć nieuniknione w czasie pomiarów chwilowe wahania obciążeń badanej turbiny, zwrócono uwagę na utrzymanie stałej temperatury wody w zbiornikach oporów oraz regulowano twardość tej wody dodawaniem sody w odpowiednich ilościach.

Ciśnienie pary wlotowej mierzone było cechowanym manometrem, ustawionym przed zaworem głównym turbiny.

Ciśnienie pary, wychodzącej do skraplacza (próżnia), mierzone było zapomocą rtęciowego próżniomierza, w miejscu wylotu

pary z ostatniego wieńca łopatek. Stan barometryczny, potrzebny dla obliczenia próżni, podawany był w czasie pomiarów przez stację meteorologiczną, znajdującą się na terytorjum fabryki.

Pomiary temperatury pary u wlotu do turbiny prowadzono dwoma cechowanemi termometrami: jeden z nich był umieszczony w specjalnie przeznaczonej na ten cel tulejce fabrycznej w skrzyni automatów, dla drugiego zaś, zgodnie z życzeniem rzeczoznawców, przygotowano specjalną tulejkę wbudowaną na izolowanym przewodzie pary dolotowej, w odległości około 1,5 *m* od turbiny. Wskazania obu tych termometrów były notowane w ciągu wszystkich pomiarów i na podstawie tych wyników były przyjęte liczby, obowiązujące dla przeliczeń (patrz rozdz. „Określenie zużycia pary").



Rys. 4. Zbiorniki do mierzenia kondensatu

Ustalanie ilości otrzymywanego kondensatu odbywało się zapomocą mierzenia w dwuch dokładnie wycechowanych zbiornikach, z których jeden posiadał pojemność 814,9 *kg* wody przy temperaturze 15°C, drugi zaś zawierał 816,9 *kg* wody przy temperaturze jej 13°C. Zbiorniki były wycechowane bezpośrednio przed pomiarami. Szkic urządzenia zbiorników podany jest na rys. 4.

Przy obliczaniu ilości kondensatu uwzględniana była temperatura dopływających skroplin i ścianek metalowych zbiorników.

Ogólne zużycie pary przez turbinę postanowiono początkowo określać drogą pomiarów paromierzem, ustawionym na przewodzie pary dolotowej. Paromierz ten nie został jednak wbudowany do przewodu w czasie montażu instalacji, późniejsze zaś jego założenie okazało się już niemożliwe. Bowiem fabryka pracuje całą dobę bez żadnych przerw w ciągu roku, wskutek czego główny przewód pary dolotowej jest stale pod ciśnieniem. W chwilach postoju jednej z turbin byłaby możliwość wbudowania dyszy paromierza w odgałęzienie, łączące przewód główny z daną turbiną, jednak odgałęzienia te były zbyt krótkie, aby wbudowany w nie paromierz mógł dawać dostatecznie pewne wskazania.

Trzeba więc było odstąpić od początkowego planu, i dlatego postanowiono określać ogólne zużycie pary drogą pośrednią, tj. sumując mierzone ilości pary skroplonej oraz ilości pary pobieranej. Należało wówczas ustawić paromierz na przewodzie pary pobieranej. Wynikały stąd nowe trudności, gdyż przewód ten za wentylem zwrotnym znajduje się również stale pod ciśnieniem. Znaleziono więc następujące wyjście: Przewód pary pobieranej *A* (patrz rys. 5) pozostawiono w czasie pomiarów nieczynnym, zaś parę pobieraną kierowano do bocznicy *B*, która normalnie służy do odprowadzania w powietrze nadmiaru pary, uchodzącego w chwili otwierania się zaworu bezpieczeństwa *C*. Na czas pomiarów zawór bezpieczeństwa usunięto, zaś przewód *B* przedłużono, dodając część *D*, pokazaną na rysunku grubą linją. Na tem przedłużeniu została wbudowana dysza paromierza *E*. Zakończenie przewodu *H*, pokazane na rysunku linją przerywaną, zostało na czas pomiarów zupełnie skasowane. Zawór bezpieczeństwa, przeniesiony z miejsca *C* za paromierz w miejsce *F*, mógł spełniać nadal swoje zadanie, zabezpieczając całość instalacji, a nie przeszkadzając pomiarom pary pobieranej.

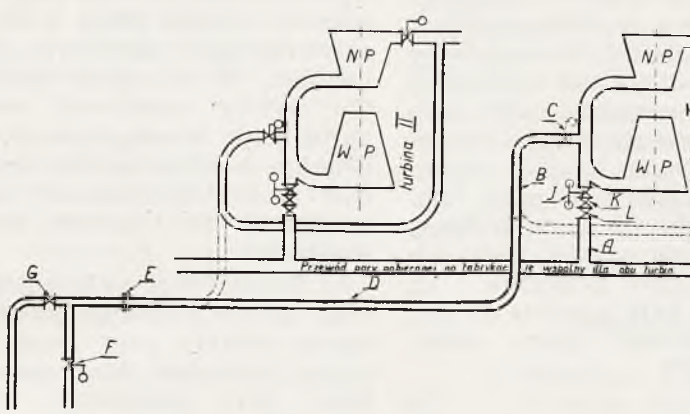
Para ta po przejściu przez paromierz, wypuszczana była całkowicie w powietrze. Nastawianie ilości pobieranej pary było uskuteczniane ręcznie zapomocą zaworu *G*, wbudowanego w końcu przewodu, u jego wylotu.

Wadą tego urządzenia było, że automat *J*, w zwykłych warunkach pracy turbiny regulujący samoczynnie ciśnienie pary pobieranej, został teraz poza przewodem odbioru i nie mógł spełniać swego zadania. Za zgodą obu stron postanowiono tedy, że na czas próby rozrząd pary dla części niskoprężnej będzie tak uprzednio ręcznie ustawiony, aby przy najmniejszem obciążeniu (tj. $^{3}/_{4}$ całkowitej mocy) i największem pobieraniu pary (12000 *kg/h*) ciśnienie przed zaworem automatycznym było wyższe od obowiązującej dla przewodu grzejnego prężności (4 *ata*) o taką wielkość, jaka by w przybliżeniu wystarczała dla pokonania dodatkowych oporów

przy przechodzeniu pary przez zawory automatyczny i zwrotny. Przy innych pomiarach, na większe obciążenia i mniejsze ilości pobieranej pary, ciśnienie między osłonami wprawdzie wzrastało, regulowane już do pew-

Termometr dla mierzenia temperatury pary pobieranej umieszczony był na przewodzie w tulejce, odległej od dyszy o 250 *mm*. Prężność pary mierzona była u paromierza.

Opisywany paromierz nie posiadał t. zw.



Rys. 5. Schemat urządzenia dla pomiaru pary pobieranej

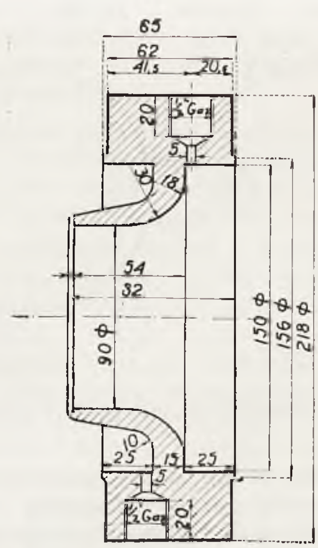
Oznaczenia: *A* — przewód przez który para jest normalnie pobierana, *B* i *H* — przewody przeznaczone na wylot pary z zaworu bezpieczeństwa pomiędzy kadłubami, *C* — normalne miejsce ustawienia zaworu bezpieczeństwa, *D* — dodana część przewodu dla pomiaru pary pobieranej, *E* — dysza pomiarowa, *F* — miejsce ustawienia międzyosłonowego zaworu bezpieczeństwa podczas pomiarów, *G* — zawór regulujący ilość pary pobieranej podczas pomiarów, *J* — zawór automatyczny regulujący ciśnienie pary pobieranej, *K* — zawór zwrotny, *L* — zawór ręczny odcinający, *M* — zawór bezpieczeństwa na przewodzie wylotowym z niskoprężnej części turbiny.

nego stopnia automatycznie zaworami wlotowemi części niskoprężnej, jednak przy normalnym przepływie pary pobieranej przez zawór automatyczny byłoby ono zdławiane do 4 *ata*.

Wzmiankowany paromierz, ustawiony na specjalnie dołączonym przewodzie, posiadał wbudowaną w rurociąg profilową dyszę o prześwicie 89,9 *mm*, mierzonym przy temperaturze 18°C. Dostarczona przez dostawcę dysza (patrz rys. 6) o grubości 65 *mm*, posiadała dwa otworki po 5 *mm* średnicy, służące dla połączenia z różnicowym manometrem rtęciowym. Przed pomiarami odbiorczemi dysza paromierza została wywzorcowana w fabryce wytwórcy (patrz art. inż. Biedrzyckiego: „Wzorcowanie dysz", *Technika Cieplna* № 7, 1929 roku). Wzorcowanie powyższe nie miało na celu rozwiązywania jakichkolwiek zagadnień teoretycznych z dziedziny paromierzy. Chodziło jedynie o określenie spółczynnika przepływu danej dyszy w pewnych określonych warunkach, aby następnie po dokładnem odtworzeniu tych samych warunków na miejscu odbioru można było zastosować ten sam spółczynnik przepływu przy obliczaniu ilości pary, przechodzącej przez paromierz.

Dlatego też sposób połączenia paromierza z dyszą, układ przewodów i ich izolacja, umieszczenie tulejki dla termometru, jakoteż wbudowanie dyszy i połączenie jej z manometrami — były podczas prób ściśle takie same, jak podczas wzorcowania dyszy w fabryce wytwórcy w Badenie.

naczyń wyrównawczych. Naczynia te, stosowane ogólnie w Niemczech, umieszczane są między manometrem rtęciowym, a dyszą,



Rys. 6. Dysza dla pomiarów pary pobieranej

przyczem rurka, łącząca dyszę z powyższem naczyniem powinna być zawsze zapełniona nie wodą, lecz parą. Przedstawia to w praktyce duże trudności, i aby zapewnić wypełnienie rurki tylko parą, trzeba w czasie pomiarów często uderzać w rurkę młotkiem (patrz art. prof. ten Bosch'a w Schweizerische Bauzeitung z 1929 r.).

Oczywiście nie wpływa to przekonywująco na wiarogodność odliczeń.

Rurka ta bowiem przeważnie posiada mały przekrój, przez co przedostające się do niej krople kondensatu nie mogą spłynąć do rurociągu, a gromadząc się stopniowo w rurce, z łatwością mogą naruszyć równowagę między ciężarami właściwemi zawartości obu rurek, znajdujących się po obu stronach manometru różnicowego. To zaś prowadzi do fałszywych wskazań w różnicy ciśnień, a więc i w ilościach przepływającej przez dyszę pary. Z tych też względów, jak i na skutek rezultatów, otrzymywanych początkowo przy wzorcowaniu dyszy, naczynia wyrównawcze zostały usunięte, zaś na ich miejsce założono poziome rurki, posiadające niewielkie pochylenie ku dołowi. Rurki te były starannie przedmuchane parą, a następnie zapełnione kondensatem, co dawało większą rękojmię zachowania stałości ciężaru gatunkowego zawartości rurki.

Ten szczegół przy pomiarach dyszą ma specjalnie ważne znaczenie w wypadkach stosowania małych spadków ciśnienia w dyszy, gdyż wówczas błąd, wyrażający się w 1 — 2 *mm* słupa rtęci może sprowadzać znaczne różnice w określaniu ilości przepływającej przez paromierz pary.

Prócz wymienionych wyżej wielkości, dla celów jedynie informacyjnych mierzone były w czasie pomiarów ciśnienia za automatami na wlocie oraz temperatura pary u wylotu z części wysokoprężnej turbiny. Pomiar tej temperatury prowadzony był zapomocą termometru, osadzonego w tulejce, znajdującej się bezpośrednio w korpusie turbiny. Wskazania tego termometru nie były jednak prawidłowe. Wpływało na to znaczne przewodnictwo ciepła samego korpusu turbiny. Notowania te zresztą nie były potrzebne dla pomiarów, gdyż temperatura pary pobieranej, niezbędna dla obliczenia ilości przepływu przez paromierz, była mierzona bezpośrednio przed dyszą.

Pozatem mierzona była temperatura wody chłodzącej u wlotu i wylotu ze skraplacza.

Wreszcie w ciągu wszystkich pomiarów obserwowano temperaturę łożysk głównych oraz temperaturę powietrza, chłodzącego generator.

Rys. 7 przedstawia schemat rozmieszczenia przyrządów pomiarowych. Miejsca ustawienia termometrów i manometrów pokazane są symbolami. Symbole te oznaczają:

T_r — termometr, umieszczony na rurociągu przed głównym zaworem i wskazujący temperaturę pary wlotowej.

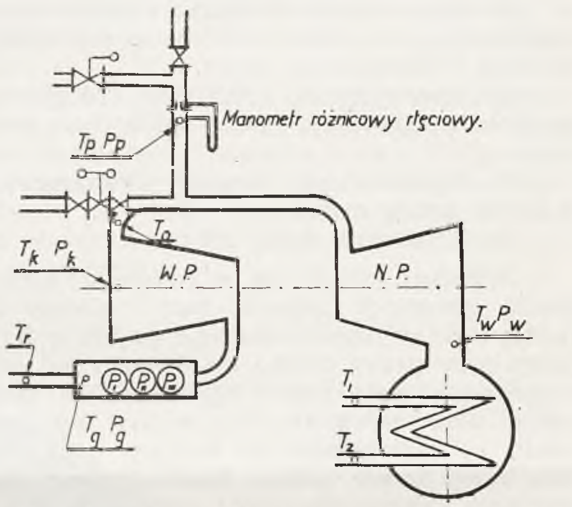
T_g — termometr, umieszczony w specjalnej tulejce fabrycznej przed głównym zaworem w celu określenia temperatury pary wlotowej.

P_g — manometr, umieszczony przed głównym zaworem i wskazujący ciśnienie pary wlotowej.

P_I, P_{II}, P_{III} — manometry, wbudowane na czas pomiarów za automatami regulacyjnemi I, II i III-im w celu mierzenia ciśnień za temi automatami.

P_k i T_k — manometr i termometr, ustawione u wylotu z kadłuba W. P. dla mierzenia stanu pary w tem miejscu.

T_o — termometr, ustawiony na przewodzie pary wylotowej z kadłuba W. P. w celu sprawdzenia wskazań termometru T_k.



Rys. 7. Schemat rozmieszczenia przyrządów pomiarowych

P_p i T_p — manometr i termometr, ustawione u paromierza w celu mierzenia prężności i temperatury pary pobieranej.

P_w — rtęciowy próżniomierz, ustawiony u wylotu z łopatek turbiny dla mierzenia próżni.

T_w – tamże ustawiony termometr dla określenia temperatury pary wylotowej z turbiny.

T_1 i T_2 — termometry, ustawione na przewodach wody chłodzącej, mierzące temperaturę wody u wlotu i wylotu ze skraplacza.

Wreszcie dla mierzenia drgań fundamentów turbiny użyto wibrometru syst. Schenka.

Zakres badań odbiorczych.

W myśl umowy i protokułu wstępnego próby odbiorcze obejmowały następujące badania każdego turbozespołu:

1. Pomiary zużycia pary:

a) przy pracy czysto kondensacyjnej przy obciążeniach $^2/_4$, $^3/_4$ oraz $^4/_4$ nominalnej mocy turbiny,

b) przy pracy z pobieraniem pary przy obciążeniach $^2/_4$, $^3/_4$ i $^4/_4$ i przy pobieraniu dla każdego z tych obciążeń 6000, 9000 i 12000 *kg/h* pary.

2. Ustalenie maksymalnej trwałej mocy turbozespołu.

3. Stwierdzenie, czy w czasie uruchamiania i pracy maszyn nie zachodzą nadmierne wibracje.

4. Badanie zmian liczby obrotów turbiny przy zmianach obciążenia.

5. Sprawdzenie działania regulatora bezpieczeństwa.

6. Sprawdzenie pracy każdej turbiny równolegle z innemi zespołami.

7. Sprawdzenie działania elektrycznych regulatorów w czasie ruchu, równoległego łączenia i równoległej pracy.

8. Sprawdzenie działania okrężnego chłodzenia prądnicy, szczelności i sygnalizacji.

9. Sprawdzenie drgań fundamentów w czasie pracy turbin.

10. Zbadanie stanu turbiny.

Jak stąd widać, dla całkowitego sprawdzenia gwarancji zużycia pary należało dla każdej turbiny przeprowadzić conajmniej 3 pomiary przy pracy czysto kondensacyjnej oraz 9 pomiarów przy pracy z pobieraniem pary; razem więc wypadało 12 punktów pomiarowych, co szczególnie dla turbiny o niewielkiej mocy czyni odbiór kosztownym i kłopotliwym. Jednak dostawca nalegał na sprawdzeniu wszystkich punktów gwarancji, dotyczących zużycia pary, a ponieważ obowiązujące normy nie regulują dostatecznie tej kwestji, trzeba było dla obu turbin przeprowadzić ogółem około 30 pomiarów zużycia pary.

Protokuł wstępny.

Przed przystąpieniem do prób odbiorczych został ułożony i podpisany przez zainteresowane strony protokuł wstępny, w którym zawczasu omówione zostały kwestje, jakie by następnie w czasie pomiarów lub przeliczeń mogły uchodzić za sporne lub dające podstawy do sprzecznego ich komentowania.

Na wstępie dostawca stwierdził, że turbozespoły są w zupełnym porządku i gotowe do przeprowadzenia pomiarów odbiorczych, zaś podane w umowie gwarancje mogą być osiągnięte.

Jednocześnie dostawca przyjął na siebie dozór w czasie prób nad ruchem zainstalowanych przez niego maszyn i urządzeń, czyniąc się odpowiedzialnym za całość turbozespołów i całej swej instalacji w ciągu pomiarów.

Następnie zostały omówione w protokule wstępnym sposoby dokonywania pomiarów poszczególnych temperatur, ciśnień oraz ilości zużywanej pary.

Pomimo pracy turbozespołów na opór wodny należało się liczyć, że w czasie pomiarów nie da się uniknąć wahań i odchyleń od stanu gwarancyjnego, i dlatego w protokule wstępnym zostały ustalone sposoby, jak przeliczać wyniki pomiarów na warunki gwarancyjne.

Tak więc gdy stan pary jak wlotowej, tak i pobieranej lub też próżnia, określone podczas pomiarów, odbiegałyby od warunków, podanych w gwarancjach, obowiązywały następujące wzory dla przeliczania cyfr zmierzonego zużycia pary:

1. Ilość pary, przechodzącej do skraplacza (jak przy pracy czysto-kondensacyjnej, tak i przy częściowem pobieraniu pary) przeliczana była na warunki gwarancyjne według następującego wzoru:

$$G_{zm}\text{ . kond. przel.} = \frac{\Delta\, i_{zm}}{\Delta\, i_{gw}} \cdot \frac{\eta_{gw}}{\eta_{gw}} \cdot \varphi - \frac{\dfrac{Ac^2}{2\,g}\,zm}{\dfrac{Ac^2}{2\,g}\,gw} \cdot G_{zm}$$

We wzorze tym oznacza:

zm — zmierzone (uzyskane z pomiarów).

gw — gwarancyjne (według warunków gwarancyjnych).

Δ_i — spadek adjabatyczny cieplika.

η_{gw} — podana przez dostawcę sprawność turbiny, odniesiona do gwarancyjnej temperatury wlotu pary.

φ — poprawka dla wyżej wskazanego η_{gw}, zależna od temperatury pary wlotowej.

G — ilość pary skroplonej.

$\dfrac{Ac^2}{2\,g}$ — straty wylotowe.

Należy zaznaczyć, że wzór ten w swej właściwej treści niczem się nie różni od ogólnie dotychczas stosowanego, jakkolwiek zewnętrznie przedstawia tę różnicę, że wstawiono tu wyraz $\eta_{gw} \cdot \varphi$ w miejsce poprzednio używanego oznaczenia η_{zm}. Jest to jednak tylko ściślejsze określenie właściwej wartości. Oznaczenie bowiem η_{zm} może wywoływać mniemanie, że chodzi tu o sprawność, obliczoną z wyników, otrzymanych przy pomiarach, podczas gdy w rzeczywistości rozumie się tu sprawność gwarantowaną, skorygowaną tylko dla temperatury wlotu, stwierdzonej w czasie pomiarów.

2. Ilość pary pobieranej przeliczana była na warunki gwarancyjne według następującego wzoru:

$$G\text{ pobier. przel.} = G_{zm}\,\frac{\Delta\, i_{zm}}{\Delta\, i_{gw}} \cdot \varphi \cdot$$

Oznaczenia przyjęte są, jak poprzednio, przyczem ciśnienie pary wylotowej (do prze-

wodu grzejnego) przyjmowano dla obu adjabat jednakowe i równe 4 ata.

3. Ponieważ i ilości pobieranej pary, ustalane każdorazowo zapomocą ręcznie nastawianego zaworu, a zależne nie tylko od spadku ciśnienia, lecz i od wahającego się stanu pary wlotowej, nie dały się w czasie pomiarów utrzymać ściśle na poziomie wielkości, podawanych w gwarancjach (t. j. 6000, 9000 lub 12000 *kg/h* pary), przeto dla tego wypadku zastosowano następujący wzór dla określenia ogólnej ilości zużywanej pary, przeliczonej na warunki gwarancyjne:

$$G = G \text{ gwar. pobier.} + G_{zm} \text{ kond. przel.} +$$
$$+ \left(\frac{G_{zm} \text{ pobier. przel.} - G_{gw} \text{ pob.}}{\Delta\ i_{gw} \text{ kond.}} \right) \Delta\ i_{gw} \text{ pobier.}$$

Według tego wzoru ilość pary pobieranej w czasie pomiarów przyrównywa się do ilości podanej w gwarancjach (G gwar. pobier.), zaś różnicę między rzeczywistem a gwarancyjnem pobieraniem przelicza się zapomocą trzeciego wyrazu tego wzoru, dodając otrzymaną wielkość do ilości pary, płynącej do skraplacza. W tym ostatnim wyrazie G_{zm} pobier. przel. — G_{gw} pobier. wyraża wymienioną różnicę między gwarancyjnem a rzeczywistem pobieraniem w czasie danego pomiaru, przyczem przy obliczeniu należy uwzględnić znak dodatni lub ujemny tej różnicy.

$$\frac{\Delta\ i_{gw} \text{ pobier.}}{\Delta\ i_{gw} \text{ kond.}}$$

wyraża stosunek spadków adjabatycznych, odniesionych do warunków gwarancyjnych, przyczem w liczniku mamy spadek adjabatyczny między stanem wlotowym pary i stanem pary pobieranej, zaś w mianowniku — spadek adjabatyczny od stanu wlotowego do stanu wylotowego z części niskoprężnej turbiny.

Ponadto protokuł wstępny przewidywał, że w wypadku wahania obciążeń w ciągu poszczególnych pomiarów zostaną do gwarantowanych cyfr zużycia pary wniesione odpowiednie poprawki, uwzględniające owe wahania obciążeń (patrz rozdział „Określenie zużycia pary“). (D. c. n.).

Ś. P. LUDWIK ROSSMANN

W dniu 8 sierpnia 1931 roku zmarł w Warszawie przeżywszy lat 80 ś. p. Ludwik Rossmann, inżynier, kawaler orderu „Polonia Restituta“, założyciel i wieloletni Prezes i Członek Rady Zakładów Mechanicznych Ursus Sp. Akc., b. Dyrektor Cukrowni Józefów, Członek Rady Towarzystw Akcyjnych W. Fitzner i K. Gamper — Orthwein i Karasiński, pionier cukrownictwa polskiego, jeden z założycieli Warszawskiego Stowarzyszenia dla Dozoru nad kotłami Parowemi.



Ś. p. Ludwik Rossmann był założycielem i kierownikiem pierwszego polskiego towarzystwa kotłowego w Państwie Rosyjskiem, zorganizowanego na wzór niemieckich towarzystw kotłowych, zawiązanego w grudniu 1901 roku przy Stowarzyszeniu Techników w Warszawie pod nazwą „Wydziału Kotłów i Motorów”.

Wydział ten miał pod swoim dozorem w pierwszym roku swego istnienia 320 kotłów.

Drugiem towarzystwem kotłowem na terenie państwa Rosyjskiego był „Moskiewski Związek Właścicieli Kotłów Parowych i Maszyn“, otwarcie którego nastąpiło w kwietniu 1902 roku.

Wobec braku wszelkich praw i ulg, dotyczących kotłów, zapisanych do wzmiankowanych towarzystw, działalność ich nie mogła się rozwinąć w tym stopniu, w jakim na to zasługiwały.

Wydział Kotłów i Motorów o charakterze działalności czysto technicznym, a nie oficjalnym zdobył zaufanie nawet w Rosji i dzięki inicjatywie ś. p. Rossmanna rozwinął się lepiej,

aniżeli Moskiewski Związek, gdyż na początku roku 1910 posiadał pod swą opieką 657 kotłów, wtedy gdy tamten tylko 612.

Z usług Wydziału Kotłów i Motorów korzystały nie tylko firmy Królestwa Kongresowego, lecz w znacznej ilości wypadków i wiele poważnych firm z Rosji, nie mówiąc już o zapisanych stale cukrowniach ukraińskich.

Szczególnie dodatnią działalność rozwinął Wydział dzięki kierownictwu ś. p. Ludwika Rossmanna w dziedzinie cukrownictwa, którego technika kotłowa znajduje się w dość ścisłym związku z ogólną techniką parową i wymaga od rewidentów kojarzenia tych dwuch umiejętności.

O zaufaniu, zdobytem w ciągu dziesięcioletniego swego istnienia przez Wydział w świecie cukrowniczym, świadczy wybitnie ten fakt, że cukrownie ukraińskie, pomimo powstania 1911 roku w Kijowie Towarzystwa Kotłowego z prawami i ulgami, prawie wszystkie korzystały nadal z usług Wydziału Kotłów i Motorów.

Nowe prawo rosyjskie z dnia 4 maja 1910 roku, „o zmianie niektórych przepisów, dotyczących kotłów parowych", pozwalało na otwieranie stowarzyszeń właścicieli kotłów parowych, w celu dokonywania rewizji kotłów, ze zwolnieniem od tego obowiązku techników rządowych.

Na skutek nowego prawa w całem państwie Rosyjskiem zostało zawiązanych dziewięć towarzystw kotłowych, między innemi i jedno w Warszawie, pod nazwą „Warszawskie Stowarzyszenie dla Dozoru nad Kotłami Parowemi, które założono na zebraniu organizacyjnem przemysłowców polskich w dniu 11 lutego 1911 roku.

Jednym z założycieli Stowarzyszenia tego był ś. p. Ludwik Rossmann, który, po zlikwidowaniu w 1912 roku Wydziału Kotłów i Motorów, aż do wybuchu wojny europejskiej dzięki swej gruntownej wiedzy technicznej i wielkiemu talentowi kierował wyszkoleniem oraz pracami inżynierów Stowarzyszenia, zajmujących się badaniem gospodarki cieplnej w cukrowniach, należących do Warszawskiego Stowarzyszenia Kotłowego.

Cześć jego świetlanej pamięci!

Inż. IGNACY GRUSZCZYŃSKI

PRZYWÓZ Z ZAGRANICY SILNIKÓW I KOTŁÓW PAROWYCH

A. Silniki.

Dorocznym zwyczajem przystępujemy do zobrazowania przywozu silników i kotłów parowych z zagranicy, uzależnionego zarówno od konjunktur gospodarczych, od rozwoju przemysłu rodzimego, jak i od warunków i zarządzeń celnych.

W roku ubiegłym 1930 przywóz z zagranicy przy niezmienionych stawkach celnych rozwijał się pod dalszym wpływem wojny celnej z Niemcami, niekorzystającemi z ulg celnych i zniżek konwencyjnych, przyznanych państwom traktatowym. Wywołało to pewien wpływ na zmianę kierunków przywozu, utrwalającą się w miarę trwania wojny celnej, a wyczerpująco omówionych w Nr. Nr. 1 i 3 *Techniki Cieplnej* z roku 1930.

Wzmagający się z każdym rokiem, poczynając od 1926 r., przywóz z zagranicy wykazał znaczne załamanie w 1929 r., osiągając jeszcze niższy poziom w roku ubiegłym (1930). Wydatne zmniejszenie się przywozu w dwóch ostatnich latach zostało spowodowane pogłębieniem się kryzysu gospodarczego, powodującego kurczenie się rynku zbytu, gdyż w tymże okresie czasu i wytwórnie krajowe przechodziły kryzys z powodu spadku zamówień. Pewną, choć nieznaczną rolę, w zmniejszeniu się przywozu odegrała i wzmagająca się produkcja krajowa, zwłaszcza walców drogowych, lokomobil i kotłów parowych wysokiego ciśnienia.

Tabela 1 ilustruje przywóz wszelkiego rodzaju silników w latach 1926 - 1930 [1]).

Traktory parowe i spalinowe wykazują od roku 1926 stały wzrost przywozu, osiągając poziom zł. 7.460.000 w roku 1928 i obniżając się do kwoty zł. 1.381.000 w roku ubiegłym. Rozpatrywanie kierunków przywozu wykazuje, że w 1929 r. przywieziono z Niemiec — 46%, ze Stanów Zjednoczonych—31%, gdy w roku 1930 stosunek ten zmienia się na niekorzyść Niemiec, spadając do 25%. Przywóz ze Stanów Zjednoczonych utrzymuje się prawie na tym samym poziomie—29%, natomiast obniża się — z Danji (z 16% na 4%) i ze Szwecji (z 10% na 4%).

Przywóz walców drogowych, parowych i spalinowych obniżył się do kwoty zł. 271.000, do czego przyczyniła się w pewnym stopniu i wzrastająca produkcja krajowa. Z tej ilości

[1]) Por. tabela 1, str. 171.

TABELA I.

SILNIKI.

	PRZEDMIOT	Rok 1926		Rok 1927		Rok 1928		Rok 1929		Rok 1930	
		kg.	złote	kg.	złote	kg.	złote	kg.	złote	kg.	złote
1.	Traktory parowe i spalinowe (poz. 167 p. 3 taryfy celnej)	127.100	428 000	1,055 800	4.079.000	2 009.700	7.460.000	1.199.400	4.939.000	341.200	1 381.000
2.	Walce drogowe parowe i spalinowe (poz. 167 p. 4) . .	53 400	152 000	209.000	475.000	578.500	1.697 000	294.700	969.000	66.900	271.000
3.	Maszyny parowe (poz. 167 p. 9)	68.700	389.000	62.500	251.000	171 200	518.000	138.000	652.000	30 200	166.000
4.	Silniki wszelkie spalinowe (poz. 167 p. 9 i 10)	589.000	2.214.000	1 840,100	8.640 000	2 458.800	10.495 000	2.120.000	10.417.000	1,089.800	6 208.000
5.	Lokomobile parowe (poz. 167 p. 15)	105.800	162.000	803.400	2.137.000	824.900	2.433.000	58 .100	1,672 000	169.500	542.000
6.	Lokomobile spalinowe (poz. 167 p. 9)	4 800	14.000	17.900	66 000	45.100	151.000	7.000	42 000	91.900	374.000
7.	Turbiny parowe (i gazowe) (poz. 167 p. 16)	454.400	1.751.000	503 600	2.826 000	878.100	4.984.000	1.452,900	7.803.000	500,200	2 584.000
	Ogółem		5.110.000		18.474.000		27.738.000		26.494.000		11.526.000

około 52% przywieziono z Nniemiec, 14% — ze Szwecji, znikome ilości — z innych państw.

Przywóz maszyn parowych w r. ubiegłym wyniósł zaledwie zł. 166.000 i to w całości prawie z Niemiec (91%).

Przywóz silników spalinowych osiągnął w latach 1928 i 1929 największe natężenie, gdyż wyniósł — zł. 10.495.000 i 10.417.000; w roku zaś ubiegłym obniżył się do sumy zł. 6.208.000. Poniżej zamieszczona tabelka ilustruje w % udział poszczególnych państw w przywozie:

	Rok		
	1928	1929	1930
Niemcy	51	56	53
Austrja	13	18	6
Stany Zjednoczone	8	2	6
Szwajcarja . . .	7	7	9
Szwecja	7	5	6
Czechosłowacja . .	6	3	3
Francja	3	2	3

Przywóz lokomobil parowych, osiągając nnjwyższy poziom w 1928 r. — zł. 2.433.000, spadł do kwoty zł. 542.000 w roku ubiegłym i tutaj w pewnym stopniu do spadku przyczyniła się wzrastająca produkcja krajowa (H. Cegielski, Warszawskiej Fabr. Budowy Parowozów) niezależnie, rzecz prosta, od znacznego obniżenia się wskutek ogólnych przyczyn gospodarczych. Cała prawie ilość (97%) została przywieziona z Niemiec.

Lokomobil spalinowych przywieziono na sumę nienotowaną dotąd — zł. 374.000, przeważnie ze Szwecji (93%).

Wartość przywozu turbin parowych wyniosła najwięcej w roku 1929 — zł. 7.803.000, obniżając się w roku ubiegłym do kwoty zł. 2.584.000.

W kierunkach przywozu turbin parowych (i gazowych) dominującą rolę odgrywała wojna celna z Niemcami, gdyż te nie korzystają ze zniżki celnej, stosowanej dla maszyn, niebudowanych w kraju, a pochodzących z państw traktatowych.

Kierunki te wykazuje niniejsza tabelka, przyczem zawiera %-owy udział poszczególnych państw w przywozie.

	Rok		
	1928	1929	1930
Szwajcarja	55	21	30
Niemcy	15	30	30
Czechosłowacja . .	13	26	47
Szwecja	12	8	—

Reasumując, widzimy, że wszystkie rodzaje omawianych silników wykazały w roku ubiegłym spadek wywozu, wywołany zahamowaniem ruchu inwestycyjnego. Charakterystycznem jednak jest zjawisko, że w przywozie utrzymuje się nadal supremacja Niemiec, za wyłączeniem turbin parowych, gdzie jak zaznaczyliśmy, w walce konkurencyjnej przeważa szalę na korzyść innych państw konieczność opłacania pełnego cła przy sprowadzaniu z Niemiec.

Z chwilą uprawomocnienia się zawartego traktatu handlowego z Niemcami, penetracja ich jeszcze się zwiększy, dzięki uzyskanym nowym materjalnym czynnikom, jak również umiejętności przystosowania się do warunków naszego rynku.

B. Kotły parowe [1]).

Tabela II ilustruje przywóz kotłów parowych i ich części w latach 1926 — 1930. Pozostawiając na stronie analizę przywozu kotłów nierurkowych i parowozowych, wyrażających się w znikomej kwocie zł. 80.000, zatrzymamy się na kierunkach przywozu kotłów rurkowych, przegrzewaczy parowych i t. d., wymienionych pod pozycją 2.

Kotły rurkowe, przegrzewacze, ekonomizery, ruszty mechaniczne.

	Rok		
	1928	1929	1930
Anglja	53	11	4
Niemcy	17	20	6
Czechosłowacja . .	13	42	77

Należy podkreślić, że udział Anglji w przywozie w roku 1930 spadł do znikomej kwoty — 4%, obniżając się stopniowo z 53% na korzyść Czechosłowacji, która osiągnęła 77% wartości przywozu.

[1]) Por. tabela 2, str. 173.

TABELA II.

Kotły parowe i ich części.

	PRZEDMIOT	Rok 1926		Rok 1927		Rok 1928		Rok 1929		Rok 1930	
		kg.	złote	kg.	zło e	kg.	złote	kg.	złote	kg.	złote
1	Kotły nierurkowe i parowozowe (poz. 152 p. 2 i 4 tar. celn.)	241.500	728.000	103.200	304.000	446.600	1.153.000	47.800	127.000	36.800	80.000
2	Kotły rurkowe, przegrzewacze parowe, ekonomizery ruszty mechaniczne (poz. 152 p. 3 i 8)	789.400	1.173.000	621.300	1.594.000	769.900	1.812.000	526.400	1.415.000	489.200	1.219.000
3	Części kotłów i aparatów oddzielnie niewymienione (poz. 167 p. 35a)	425.500	775.000	770.800	1.220.000	880.400	1.882.000	1.039.700	2.296.000	528.300	1.128.000
	Ogółem . . .		2.676.000		3.118.000		4.847.000		3.838.000		2.427.000

Przywóz części kotłów i aparatów oddzielnie niewymienionych wykazał znaczny spadek w roku ubiegłym, osiągając sumę złotych 1.128.000. W przywozie tym w stosunku procentowym brały udział poszczególne kraje w sposób następujący:

	Rok		
	1928	1929	1930
Niemcy	43	30	22
Czechosłowacja . .	33	27	23
Anglja	5	32	31

Ogólny przywóz artykułów, objętych pozycjami 1—3 (Tabela 2), wyniósł zł. 2.427.000, a więc najniższą wartość od 1925 r.; należałoby to zaliczyć jako zjawisko dodatnie w rozwoju przemysłu rodzimego. Zasadniczą przyczyną jest i tutaj skurczenie się rynku na skutek niepomyślnysh warunków gospodarczych, gdyż i wytwórnie krajowe wykazały w r. 1930 mały stopień zatrudnienia, odbijający się w sposób jaskrawy na ich rentowności, a nawet i egzystencji.

Inż. IGNACY GRUSZCZYŃSKI.

PRZYWÓZ ARMATURY Z ZAGRANICY

Sprawa przywozu armatury z zagranicy, szczegółowo omówiona w Nr. 7 *Techniki Cieplnej*, z roku 1930, wymaga uzupełnienia w związku z opracowaniem przez Gł. Urząd Statystyczny danych statystycznych za r. 1930.

TABELA I.

Armatura żeliwna i stalowa (poz. 167 p. 30 a i b, taryfy celnej).

Rok	OGÓŁEM		NIEMCY		AUSTRJA		CZECHOSŁOWACJA	
	kg.	Złote	Zł.	%	Zł.	%	Zł.	%
1926	118.880	598.000	413.000	68	91.000	15	51.000	9
1927	234.000	1.316 000	954.000	73	120,000	9	31.000	2
1928	402.900	2.233.000	1.444.000	65	188.000	8	151.000	7
1929	1 232.700	5.327.000	3.539.000	67	510.000	10	372.000	7
1930	600.100	2.865.000	1.813.000	63	311.000	11	226.000	8

W roku ubiegłym przywóz armatury parowej, wodociągowej i gazowej żeliwnej i stalowej obniżył się do kwoty zł. 2.865 000, wykazując spadek prawie o 50% od największego poziomu jaki osiągnął w roku 1929. Największy udział w przywozie miały Niemcy (63%), wreszcie Anglja 11%).

TABELA II.

Armatura parowa, wodociągowa i gazowa — spiżowa.

(poz. 167 p. 30 c i d, taryfy celnej).

Rok	OGÓŁEM		NIEMCY		AUSTRJA		CZECHOSŁOWACJA	
	kg.	Złote	Zł.	%	Zł.	%	Zł.	%
1926	166.500	1.780.000	1.000,000	56	680.000	38	20.000	1
1927	420 600	4.664.000	2 825.000	60	1.498.000	32	94.000	2
1928	561,500	6.346.000	3.364 000	53	2.401.000	38	165.000	3
1929	710.400	8.241.000	4.434.000	54	2.837 000	34	243.000	3
1930	501.300	6.210.000	3.506.000	57	1.998.000	32	185.000	3

Przywóz armatury parowej, wodociągowej i gazowej spiżowej osiągnął największe natężenie w roku 1929 (zł. 8.241.000), w roku zaś ubiegłym obniżył się prawie o 15% do sumy zł. 6.210.000). W przywozie dominującą rolę zajęły Niemcy (57%), potem Austrja 32%); inne państwa brały znikomy udział w przywozie.

Zmniejszenie przywozu należy przypisać w głównej mierze przeżywanemu kryzysowi gospodarczemu. Zarządzenie celne, jakie ukazało się w końcu ubiegłego roku, w postaci podwyższenia stawek celnych, nie mogło już wywrzeć wpływu w roku sprawozdawczym.

Dnia 7 grudnia roku ub. (Dz. Ustaw Nr. 79) weszło w życie rozporządzenie, mocą którego zostało podwyższone cło na armaturę parową, wodociągową, gazową i powietrzną, lecz tylko spiżową (poz. 167 p. 30 c, d tar. celn.), dla przedmiotów o wadze sztuki 3 *kg* i mniej z 247 zł. na 500 zł., oraz o wadze powyżej — 3 *kg* z 175 50 zł. na 300 zł.

Zrealizowane więc zostały wysiłki zainteresowanych zakładów przemysłowych w kierunku uzyskania większego zabezpieczenia celnego dla armatury, gdyż ochrona dotychczasowa była niedostateczna, co podkreślaliśmy w artykule drukowanym w roku 1930 — w Nr. 7 *Techniki Cieplnej*.

Konieczność podniesienia stawek celnych zwłaszcza dla armatury spiżowej była oczywistą z racji choćby istnienia nadmiaru zakładów przemysłowych, (nieposiadających dostatecznego zatrudnienia, a wysokiego przywozu z drugiej strony, sięgającego miljonów złotych rocznie. Stawki celne będące w małym stosunku do wartości, nie tamowały penetracji przywozowej naszego sąsiada, zwalczającego nasz przemysł drogą niskich cen i długiego kredytu.

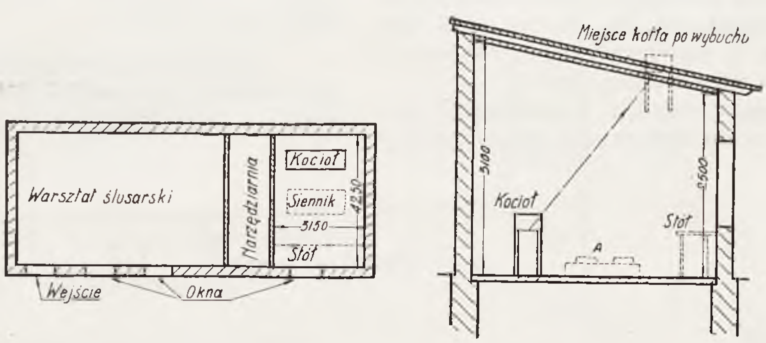
Wpływ zmiany powinien się uwidocznić dopiero w roku bieżącym, chociaż kryzys gospodarczy będzie tutaj centralnym hamulcem przywozu.

Ewentualne wejście w życie traktatu handlowego polsko-niemieckiego nie wywrze zapewne większego wpływu, gdyż obrót armatury nie podlegał żadnym restrykcjom przywozowym.

Inż. T. SZENIC.

WYBUCH KOTŁA WULKANIZACYJNEGO

W nocy z 1 na 2 lutego, ściślej 2 lutego b. r., o godz. 0.30 w Łodzi, w zakładzie ślusarsko-wulkanizacyjnym należącym do p. A. Czerwińskiego przy ul. Nawrot 93 nastąpił wybuch kotła, używanego dla wulkanizacji opon i dętek samochodowych. Wypadek nastąpił w nocy nie podczas pracy wulkanizacyjnej, a podczas palenia w kotle dla nagrzania pomieszczenia, w którym nocowali dwaj partyjni towarzysze właściciela zakładu przybyli do Łodzi na zjazd partji.



Rys. 1

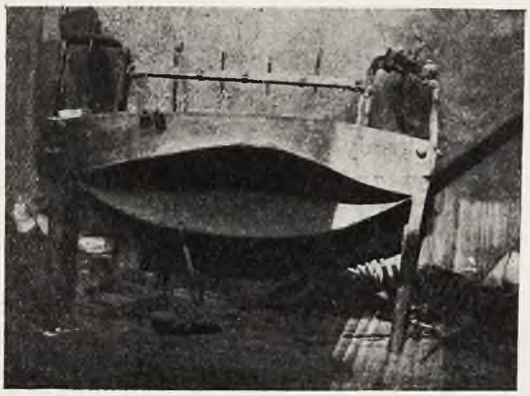
Wyżej oznaczony kociołek był formy czworokątnej skrzynki o wymiarach: szerokości 300 *mm*, wysokości 200 *mm* i długości 1490 *mm* z blach grubości 8 *mm* spawanych kątowo autogenem z przypojonemi też kątowo denkami (w jednym z denek był włazik dla czyszczenia kotła) i wykonany był w początku 1930 r. w zakładzie spawalnym p. Zawadzińskiego w Łodzi. Kocioł stał na podłodze na nóżkach z kątowego żelaza wysokości 670 *mm* też przypojonych do kotła. Na górnej powierzchni kotła były przypojone różne łapki i haczyki dla wulkanizacji, gdyż odbioru pary kocioł nie posiadał, a jedynie była wyzyskiwana temperatura górnej powierzchni kotła dla operacyj wulkanizacyjnych.

Palenisko rusztowe było pod dolną powierzchnią kotła — odprowadzenie gazów rurą blaszaną do komina.

Kocioł posiadał manometr o średnicy 50 *mm* z podziałką do 6 *atm*, strzałka którego zeszła po wypadku na zero; pracował kociołek na 3 *atm* roboczego ciśnienia, wypróbowany zaś był jakoby w warsztacie po „zbudowaniu" ciśnieniem wodnem na 6 *atm*.

Właściciel zakładu posiadał pozwolenie jedynie na zakład ślusarski, nie miał zaś pozwolenia na zakład wulkanizacyjny, aczkolwiek na froncie domu wisi szyld. „Wulkanizacja opon i dętek samochodowych".

Przyczyną wybuchu było nadmierne ciśnienie pary (jakie było, niewiadomo), które przy wadliwej konstrukcji wydęło ściany kociołka i rozpruło spaw na jednym z dolnych



Rys. 2



Rys. 3

kantów (od ściany) na całej długości kotła, sam zaś kociołek wyleciał w górę w kierunku odwrotnym do rozprucia, przebił lekki sufit i dach parterowego warsztatu i ugrzązł w nim.

Przyrządów zasilających i wodowskazowych kocioł nie posiadał — wodę nalewano do kotła przed rozpaleniem mniej więcej na $^2/_3$ wysokości jego i po nalaniu otwór zasilający zakręcano calowym korkiem. Nie posiadał też kocioł zaworów bezpieczeństwa — rolę ich spełniał wentyl 1″, którym odręcznie wypuszczano nadmierną po nad 3 *atm* prężność pary.

Powierzchnia ogrzewalna kotła stanowiła około 0,45 m^2, pojemność wodna zaś około 60 litrów.

Kocioł nie był zgłoszony pod dozór, aczkolwiek takowemu podlegał, gdyż pojemność wodna była większa od 25 litrów, zaś iloczyn z ciśnienia i powierzchni ogrzewalnej $3 \times 0{,}45 = 1{,}35$ przekraczał 0,2.

Kociołek tego rodzaju konstrukcji nie mógłby być w razie zgłoszenia dopuszczony do pracy.

Wyżej wskazani dwaj znajomi właściciela warsztatu, którzy rozpaliwszy kocioł, położyli się spać na sienniku, położonym z drugiej strony kotła i twardo zasnęli, zostali tylko lekko poparzeni, gdyż szczęśliwym trafem kociołek rozpruło na spawie ze strony odwrotnej, a nie z tej po której spali, pozatem w momencie wybuchu kociołek przeleciał nad nimi.

Załączone szkic pomieszczenia i fotografje ilustrują położenie kociołka, przebieg wypadku i sam kociołek.

T R E Ś Ć: Inż. *R. Biedrzycki* i inż. *W. Pac*. Pomiary obbiorcze turbozespołu 2500 *kW* pracującego z pobieraniem pary. — Ś. p. Ludwik Rossman. Wspomnienie pośmiertne. — Inż. *I. Gruszczyński*. Przywóz z zagranicy silników i kotłów parowych. — *I. Gruszczyński*. Przywóz armatury z zagranicy. — Inż. *T. Szenic*. Wybuch kotła wulkanizacyjnego.

SOMMAIRE: *R. Biedrzycki* ing. et *W. Pac*, ing. Essaix de garantie d'un turbogenerateur de 2500 *kW*. — Le défunt Ludwik Rossmann. — *I. Gruszczyński*, ing. L'importation des moteurs et des chaudières à vapeur. — *I. Gruszczyński*, ing. L'importation des armatures. — *T. Szenic*, ing. L'explosion d'un appareil à vulcaniser.